18 Vibroakustische Prüftechnik

18.1 Dynamischer Motorprüfstand

Für die experimentelle Instationärabstimmung der wesentlichen Zielfunktionen Fahrbarkeit, Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen hat sich seit geraumer Zeit der dynamische Motorprüfstand bewährt [1]. Mit diesem Werkzeug können praktisch alle längsdynamisch relevanten Betriebszustände eines Fahrzeugs bereits auf dem Motorprüfstand simuliert werden, ohne Fahrversuche mit dem realen Fahrzeug durchführen zu müssen. Die grundlegende Idee bei diesem Prüfstand besteht in der Kopplung des realen Verbrennungsmotors mit SW-Modellen des Restfahrzeugs einschließlich des Triebstranges und des Fahres zu einem hybriden Gesamtsystem, wie in **Bild 18-1** angedeutet.

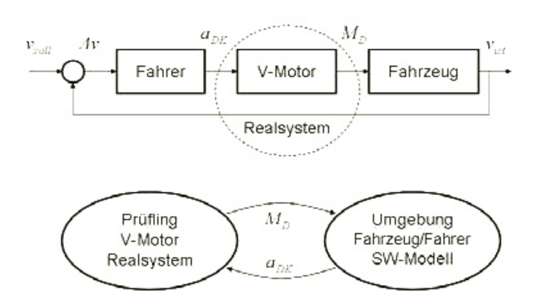


Bild 18-1: Grundlegende Idee eines dynamischen Motorprüfstandes

Um die Simulationsmodelle mit dem Realsystem Verbrennungsmotor koppeln zu können, sind entsprechende Leistungsstellglieder erforderlich. Im Fall des Fahrers ist dies ein Servomotor, der den Drosselklappenwinkel α_{DK} des Verbrennungsmotors in Abhängigkeit von der Differenz aus dem Fahrwunsch v_{soll} und der im Fahrzeugmodell ermittelten Fahrzeuggeschwindigkeit v_{ist} vorgibt, während die Kurbelwelle

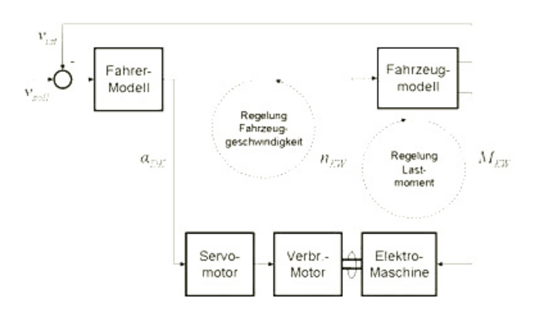


Bild 18-2: Prinzipstruktur eines dynamischen Motorprüfstandes

durch eine Elektromaschine zu jedem Zeitpunkt gerade mit dem Moment M_{KW} belastet wird, das dem dynamischen Zustand des simulierten Restfahrzeugs entspricht. Dieses Moment lässt sich im Fahrzeugmodell aus der Kurbelwellendrehzahl n_{KW} sowie deren zeitlicher Ableitung bestimmen. Es ist unmittelbar einsichtig, dass bei einer derartigen hybriden Konfiguration (Hardware in the Loop, HIL) die Simulationsmodelle in Echtzeit berechnet werden müssen, um die zeitgerechte Ansteuerung des Verbrennungsmotors zu gewährleisten.

Die Vorteile eines derartigen Prüfstandes für die Fahrzeugentwicklung liegen auf der Hand:

- Die längsdynamische Abstimmung kann zumindest teilweise von der Straße auf den Prüfstand verlagert werden;
- Für diese Arbeiten ist noch kein fahrfertiger Prototyp des Fahrzeugs erforderlich;
- Kenngrößen von Fahrzeug und Triebstrang lassen sich in der Simulation einfach und schnell variieren;
- Die hohe Reproduzierbarkeit der Ergebnisse lässt auch kleine Effekte entwicklungstechnischer Maßnahmen sicher erkennen.

Neben zahlreichen anderen Fragestellungen lassen sich auf dem dynamischen Motorprüfstand insbesondere auch schwingungstechnische Themen bearbeiten, wie z. B. die Antiruckelfunktionen im Motor-Steuergerät abstimmen, welche eine ausreichende Bedämpfung der Lastwechselschwingungen sicherstellen (Kapitel 4.3.2).

18.2 Freifeldraum

Ein Freifeldraum ist ein reflexionsarmer Raum, manchmal physikalisch unrichtig auch „schalltoter“ Raum genannt. Er besitzt eine stark absorbierende Akustikauskleidung in Form von Mineralfaser-Keilen, so dass nur minimale Reflexionen auftreten und Bedingungen wie in einem Direktfeld (Freifeld oder freiem Schallfeld) herrschen, wobei der Schalldruck mit 1/r nach dem Abstandsgesetz von einer Punktschallquelle abnimmt. Da in einem solchen Freifeldraum auch der Boden durch absorbierende Keile ausgerüstet ist, kann er nicht mehr direkt begangen werden. Der Boden wird daher in der Regel durch ein akustisch durchlässiges Stahlseil-Netz überspannt um die Zugänglichkeit des Messobjektes zu gewährleisten. Solche Räume eignen sich für Aufzeichnungen der Schallemission in ihrer räumlichen Verteilung und für die Lokalisation von Schallquellen.



Bild 18-3: Freifeldraum mit Fahrzeug auf Stahlseil-Netz

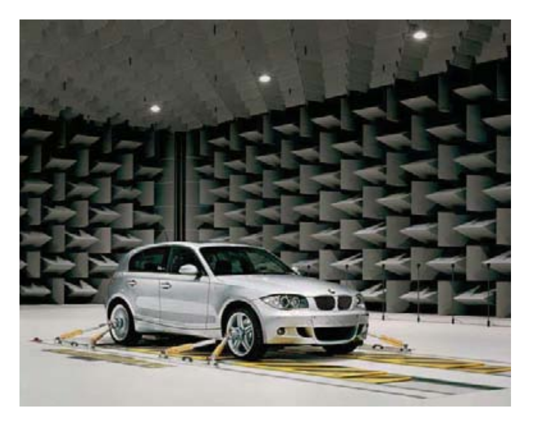


Bild 18-4: Simulation einer Vorbeifahrt im Semi-Freifeldraum mit Fahrzeug auf Rolle

Wird auf einer gedachten Hüllfläche S um die Schallquelle die senkrecht durch diese Fläche tretende Schallintensität I_n gemessen, so kann die Abstrahlcharakteristik und auch die Schallleistung P der Quelle bestimmt werden.

$$P = \oint_S I_n \cdot dS$$

In ausreichender Entfernung vom Messobjekt kann die Schallleistung auch durch den gemittelten Absolutpegel über die Hüllfläche $\overline{L}_p$ und den so genannten Messflächenschalldruckpegel L_S ausgedrückt werden:

$$L_P = \overline{L}_p + L_S - K$$

$$L_S = 10\lg\frac{S}{1m^2}$$

Die Korrektur K wird durch Tests ermittelt und drückt aus, inwieweit das Schallfeld die Freifeldbedingung erfüllt. In Abhängigkeit von der Größe des Korrekturfaktors sind in ISO 3745 Güteklassen für Freifeldräume definiert. Für Güteklasse 1 darf z.B. der Wert K = 1dB nicht überschritten werden.

Als Semi-Freifeldraum werden Freifeldräume bezeichnet, die mit einem schallharten reflektierenden Boden ausgestattet sind. Diese Prüfräume stellen eine gute Annäherung an die Schallabstrahlung im Freien dar, wenn sich die Schallquelle dort auf einem schallharten Untergrund befindet. So kann z.B. in Semi-Freifeldräumen die Schallabstrahlung eines auf der Straße fahrenden Fahrzeugs gut nachgebildet werden.

Die Beurteilung der Güte eines Freifeldraums erfolgt nach DIN EN ISO 3745, Anhang A. Dabei wird der

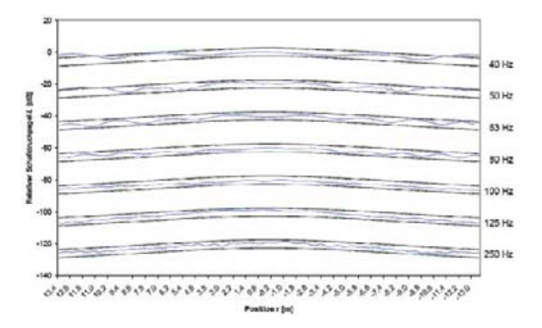


Bild 18-5: Gemessene Schallausbreitung im Vergleich zu gerechneten Freifeldbedingungen (Toleranzband)

Pegel bei freier Schallausbreitung aus der Schallleistung einer zentral in Raummitte angeordneten tonalen Prüfschallquelle aus dem Abstand des Aufpunktes zur Quelle berechnet. Im Beispiel von **Bild 18-5** liegen die messtechnisch ermittelten Pegelverläufe an den Mikrofonpunkten innerhalb des zulässigen Toleranzbereiches, so dass die Anforderungen nach DIN/ISO bis herunter zu 40 Hz erfüllt werden.

18.3 Hallraum

Der Hallraum ist das physikalische Gegenstück zum Freifeldraum. Anstelle von Schall absorbierenden Wänden werden diese im Hallraum weitgehend schallhart gestaltet. Durch schiefwinkelige Gestaltung der Räume und nicht ganzzahlige Seiten-Längenverhältnisse ($1:2^{1/3}:4^{1/3}$ bzw. 1:1,26:1,59) werden stehende Wellen und damit die typischen Eigenfrequenzen eines rechtwinkeligen Raumes vermieden und ein räumlich diffuses Schallfeld sichergestellt.



Bild 18-6: Hallraum mit Fahrzeug auf Rolle

Ein idealer Hallraum ist durch folgende Eigenschaften charakterisiert:

- große Nachhallzeit
- gute Diffusität
- hohe Eigenfrequenzdichte

Unter der Annahme, dass die zu jedem Zeitpunkt nach dem Abschalten der Energiezufuhr dissipierte Energie proportional zum Verlustfaktor η und zu der noch im Raum vorhandenen Energie P_R ist, errechnet sich für das zeitliche Abklingverhalten:

$$P_R(t) = P_{R0} \cdot \exp(-\eta \cdot \omega \cdot t)$$

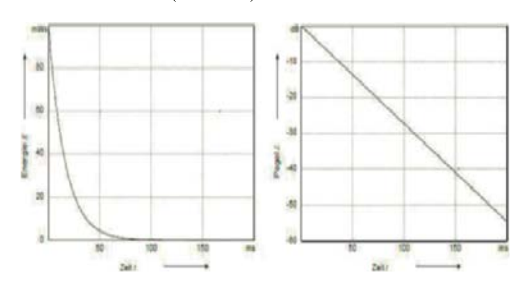


Bild 18-7: Idealer Abklingvorgang, linear und logarithmisch

Wird der Verlustfaktor nur durch die Wandabsorption mit dem Absorptionsgrad α hervorgerufen, so nimmt die Energie einer Schallwelle mit jeder Reflexion an einer Wand um den Faktor $1 - \alpha$ ab. Die Anzahl der Reflexionen pro Zeiteinheit wird in der statistischen Raumakustik als mittlere Stoßzahl n bezeichnet. Sie hängt von der Raumfläche A und dem Raumvolumen V ab:

$$n = \frac{A \cdot c}{4V}$$

Damit gilt:

$$\frac{P_R}{P_{R0}} = (1-\alpha)^{n \cdot t}$$

Die Nachhallzeit T_{60} ist als diejenige Zeit definiert, die vergehen muss, damit nach dem Abschalten der Energiezufuhr die im Raum vorhandene Energie auf den millionsten Teil (-60 dB) des Anfangswertes abgeklungen ist:

$$T_{60} = \frac{4 \cdot \ln(10^{-6})}{c} \frac{V}{A \cdot \ln(1-\alpha)}$$

Für kleine Absorptionsgrade errechnet sich daraus die Sabine'sche Formel:

$$T_{60} \approx 0{,}161 \frac{V}{A \cdot \alpha} \left[\frac{s}{m} \right]$$

Die Messung der Nachhallzeit erfolgt durch die Aufzeichnung des Schalldruckpegels im zu untersuchenden Raum nach dem Abschalten einer Rauschquelle. Der Schalldruckpegel nimmt hierbei näherungsweise linear über der Zeit ab **(Bild 18-7)**. Nachteilig an dieser Messmethode ist der Sachverhalt, dass nach dem Abschalten der Schallquelle aufgrund von Interferenzen differierende Pegelverläufe entstehen. Nur durch die Mittelung mehrerer Messungen kann ein ausreichend valides Ergebnis erzielt werden. Dieser Nachteil kann durch die so genannte Rückwärtsintegration umgangen werden. Dabei wird die Impulsantwort *h(t)* gemessen und durch deren anschließende Rückintegration die Nachhallkurve wie folgt bestimmt:

$$r(t) = \int_0^{\infty} h^2(\tau) d\tau - \int_0^{t} h^2(\tau) d\tau$$

$$L_P(t) = 10 \lg r(t)$$

Für unterschiedliche Frequenzbänder können die Nachhallzeiten erheblich differieren **(Bild 18-8)**.

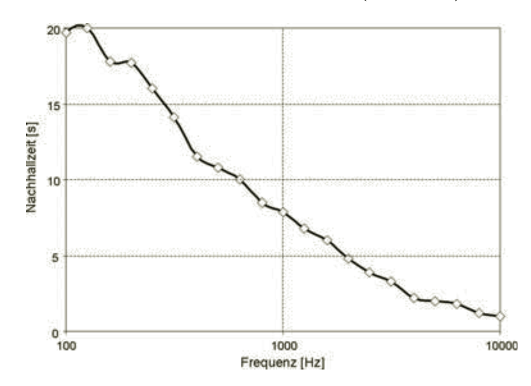


Bild 18-8: Nachhallzeit eines Hallraums abhängig vom Frequenzbereich

Bei idealer Diffusität ist die Schallenergie welche direkt von der Quelle empfangen wird (Direktfeld) vernachlässigbar klein zu derjenigen, die durch Reflexionen aus allen Raumrichtungen einfällt (Diffusfeld). In diesem Fall erzeugt eine Schallquelle mit der

Schallleistung L_P im Hallraum an allen Raumpunkten den gleichen Schalldruckpegel L_p. Damit kann die Schallleistung durch Messung des Schalldruckpegels an einer beliebigen Stelle des Raums ermittelt werden:

$$L_P = \overline{L}_p + 10\lg\frac{V[m^3]}{T_{60}[s]} - 14dB + K_{01}$$

Das reale Schallfeld ist nur in ausreichender Entfernung von der Schallquelle (Hallradius) und von den Wänden ausreichend diffus. Der Schallpegel im Raum wird daher normalerweise über mehrere im Raum verteilte Mikrofone gemessen und daraus ein räumlicher und zeitlicher Mittelungspegel $\overline{L}_p$ bestimmt. Bei Präzisionsmessungen trägt der Korrekturfaktor K_{01} (Waterhouse-Term) der Tatsache Rechnung, dass sich das Hallfeld in der Nähe der Quelle und der Wände nur unvollständig ausbildet. A ist dabei die Oberfläche des Hallraums und f_m die Bandmittenfrequenz.

$$K_{01} = 10\lg\left(1 + \frac{A \cdot c}{8 \cdot V \cdot f_m}\right)$$

Die tiefste zu messende Frequenz hängt von der Größe des Hallraums ab:

$$f_u = 2000\sqrt{\frac{T_{60}}{V}}$$

Da die empfohlene Nachhallzeit T_{60} mindestens 1–2 s beträgt, fordert die ISO-Messvorschrift beispielsweise für eine Messfrequenz von 100 Hz, dass das Hallraumvolumen mindestens 200 m^3 betragen soll.

Im Hallraum kann die spektrale Schallleistung einer abstrahlenden Quelle dann gut bestimmt werden, wenn es sich um stationäre und breitbandige Geräusche handelt. Tonale Geräusche erfordern erhöhten Messaufwand. Ungeeignet sind Hallräume für die Bestimmung der Abstrahlcharakteristik einer Schallquelle sowie bei impulshaltigen Geräuschen.

Eine wichtige Anwendung des Hallraums in der Fahrzeugtechnik ist die Messung der Dämmung eines Fahrzeugs. Ein im Hallraum stehendes Fahrzeug erfährt dabei eine homogene Geräuschbelastung rund um das Fahrzeug. Der Geräuschpegel wird dann sowohl außerhalb des Fahrzeugs, als auch an bestimmten Standardmesspunkten in der Fahrgastzelle gemessen. Die gemessene Pegeldifferenz zwischen dem Außen- und dem Innenbereich resultiert aus der Dämmung der Karosserie und aus dem Absorptionsverhalten der Fahrgastzelle. Sie ist ein Maß für die „Dämmung" des Fahrzeugs hinsichtlich äußerer Geräuschquellen. Nachteilig an dieser Methode ist der Sachverhalt, dass die reale Geräuschbelastung im Betrieb nicht direkt nachgestellt wird, vorteilhaft ist jedoch die Tatsache, dass das Fahrzeug in seiner Gesamtheit beurteilt werden kann.

Sollen die Dämmungseigenschaften einzelner Karosserieabschnitte im verbauten Zustand ermittelt werden, so wird die so genannte *Fenstermethode* angewendet. Bei dieser Messung wird das Fahrzeug komplett mit stark schalldämmendem Material eingepackt. Lediglich an dem interssierenden Abschnitt wird auf den zusätzlichen Schallschutz verzichtet. Ist der zusätzliche Schallschutz ausreichend groß, so kommt die resultierende Geräuschbelastung im Innenraum praktisch ausschließlich von dem ungedämmten Abschnitt. Umgekehrt kann auch durch Überdämmung eines bestimmten Abschnitts, dessen Beitrag am Innengeräusch gezielt eliminiert werden.

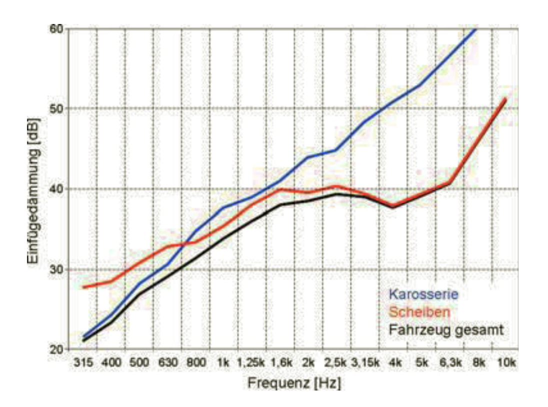


Bild 18-9: Dämmungsverläufe, im Hallraum mit der Fenstermethode gemessen

Im Hallraum bzw. in einem verkleinerten Abbild (α-Kabine) können auch auf einfache Weise die Eigenschaften von absorbierendem Material unter diffusem Schalleinfall ermittelt werden. Bringt man in den Raum absorbierendes Material mit dem Absorptionsgrad α_d und der Fläche S ein, so erhält man nach der Sabineschen Formel für die Nachhallzeit:

$$T_{60} = 0{,}161 \cdot \frac{V}{A_S}$$

mit der gesamten Absorptionsfläche

$$A_S = \alpha\left(A - S\right) + \alpha_d \cdot S$$

Aus den gemessenen Werten der Nachhallzeit ohne Absorbermaterial T_0 und derjenigen mit eingebrachtem Material T errechnet sich für den Absorptionsgrad der Probe:

$$\alpha_d = \frac{0{,}161 \cdot V}{S}\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \cdot \frac{A-S}{A}\right)$$

18.4 Fenster-Prüfstand

Ein Fensterprüfstand wird aus zwei nebeneinander liegenden Prüfräumen aufgebaut, die akustisch möglichst gut entkoppelt sind. In den Prüfräumen soll ein möglichst diffuses Schallfeld entstehen, d.h. neben einer gleichmäßigen Energiedichte im Raum soll der Schalleinfall winkelunabhängig sein. Zur Erzeugung des Schallfeldes im Senderaum wird ein Lautsprecher eingesetzt. Damit dieser Lautsprecher eine gleichmäßige Richtcharakteristik hat, wird in ISO 140 die Verwendung von Polyedern empfohlen. Vorzugsweise ist dabei ein Polyeder mit zwölf gleichphasig abstrahlenden Lautsprechern, also ein Dodekaeder, zu verwenden. Das Anregungssignal sollte ein gleichmäßiges Rauschen sein. Die Schallleistung der Quelle muss ausreichend groß sein, um im Empfangsraum eventuell herrschende Störgeräusche noch ausreichend zu überdecken. Die mittleren Pegel im Raum werden im Senderaum durch mindestens zwei und im Empfangsraum durch mindestens fünf feste Mikrofonpositionen im Raum bestimmt. Zwischen den Mikrofonpositionen und zur Wand sollte mindestens 0,7 m, zum Lautsprecher und zum Prüfling mindestens 1 m Abstand bestehen.

Die Prüföffnung zwischen den Räumen nimmt das zu prüfende Bauteil auf. Die Prüföffnung soll nach ISO 140 mindestens 10 m^2 betragen. Die Trennwand muss hochschalldämmend aufgebaut sein, damit der Schall nur über den Prüfling übertragen wird. Beim Einbau des Prüflings ist zu beachten, dass der Nischeneffekt aufgrund der geringeren Einbautiefe des Prüflings das Ergebnis nicht unzulässig beeinflusst. Ein grundsätzliches Problem derartiger Prüfstände stellt die so genannte Flankenübertragung über akustische Nebenwege zwischen den Prüfräumen dar. Nach ISO 140 muss die über diese Nebenwege übertragene akustische Schallleistung um mindestens 15 dB unter derjenigen liegen, die über das zu messende Bauteil übertragen wird. In diesem Fall bleibt der durch die Nebenübertragung hervorgerufene Fehler kleiner als 0,1 dB und das Schalldämmmaß des zu untersuchenden Bauteils lässt sich aus der Energiebilanz zwischen der vom Sende- in den Empfangsraum transmittierten Energie I_s und der im Empfangsraum absorbierten Energie I_e bestimmen:

$$I_s \cdot S \cdot \tau = I_e \cdot A$$

S ist dabei diejenige Prüffläche, welche die Transmission in den Empfangsraum verursacht. A ist die Absorptionsfläche des Empfangsraums. Wird an Stelle der Intensitäten mit dem Pegel des Senderaums L_s und demjenigen des Empfangsraumes L_e gerechnet, so kann vorstehende Formel auch wie folgt umgeformt werden:

$$R = L_s - L_e + 10\lg\left(\frac{S}{A}\right)$$

In der Praxis wird häufig auch mit der Intensitätsmethode gearbeitet (Kapitel 16.2.1). Die Schalldämmung des Prüflings errechnet sich dann nach der Beziehung

$$R = L_s - \overline{L}_I - 6dB$$

L_I bezeichnet den gemittelten Intensitätspegel im Empfangsraum. Da bei dieser Messung nur die flächennormalen Komponenten des Schalleinfalls im Senderaum berücksichtigt werden dürfen, ist der Korrekturfaktor von 6 dB erforderlich. Vorteilhaft an diesem Verfahren ist, dass die akustischen Eigenschaften des Empfangsraums nicht in die Messung eingehen, dieser damit keine besonderen akustischen Anforderungen erfüllen muss und dass mit dieser Methode punktuelle Schwachstellen der Schalldämmung des Prüflings leicht aufgedeckt werden können. Ein entsprechendes Messergebnis ist in **Bild 18-10** als Farbkarte für eine Fahrzeug-Bodengruppe dargestellt. Deutlich sind die Bereiche mit Dämmungsschwachstellen erkennbar.

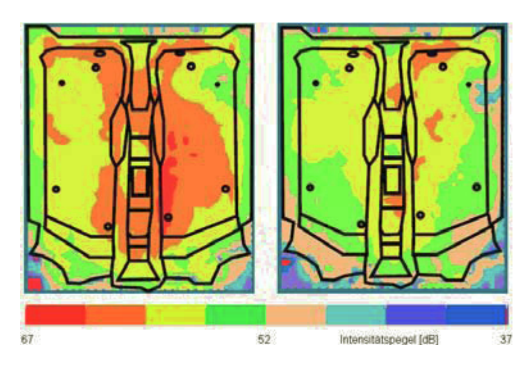


Bild 18-10: Farbkarte von Intensitätsmessungen an einer Fahrzeug-Bodengruppe im Fensterprüfstand, links ohne, rechts mit zusätzlicher Schwerschicht (315 Hz Terz)

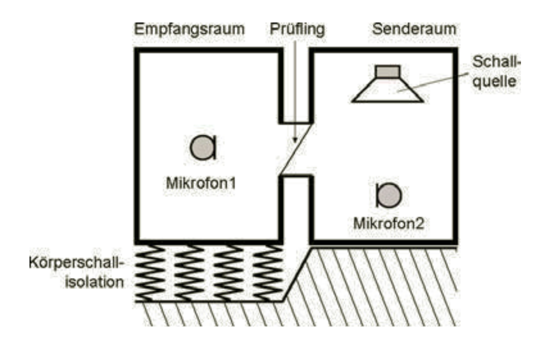


Bild 18-11: Prinzipieller Aufbau eines Prüfstandes zur Beurteilung schalldämmender Bauteile

Literatur

[1] Koch, L.; Zeller, P.: Prüfstand für dynamische Untersuchungen an Verbrennungsmotoren, Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ) 89, 1988

[2] Meier, A.: Die Bedeutung des Verlustfaktors bei der Bestimmung der Schalldämmung im Prüfstand, Diss. RWTH Aachen, Shaker 2000

[3] DIN ISO 326: Messung des von beschleunigten Straßenfahrzeugen abgestrahlten Geräusches – Verfahren der Genauigkeitsklasse 2, 2003

[4] ISO 3741: Akustik – Ermittlung der Schallleistungspegel von Geräuschquellen durch Schalldruckmessungen – Hallraumverfahren der Genauigkeitsklasse 1